

転がり軸受

発明の技術背景

【0001】

- 5 本発明は、外輪が嵌着した回転体と内輪が嵌着した軸とがクラッチ機構により連結可能に構成され、前記クラッチ機構による回転体と軸との連結時には、内外輪間の相対回転が0で、且つ回転荷重を受けて使用される転がり軸受に関するもので、軸受軌道面におけるフレッチングの発生を防止して軸受の寿命を向上させるための改良に係るものである。

10 【0002】

図1及び図2は、転がり軸受の使用形態を示している。

ここに示した転がり軸受1は、組合せ玉軸受で、外輪2の軌道面2aと内輪3の軌道面3aとの間に、球状の転動体4が配置されている。転動体4は、図示しない保持器によって、各軌道面2a、3aの周方向に所定の間隔に保持される。

- 15 また、同じく図示しないシールによりグリースを封止している。

【0003】

上記の転がり軸受1において、外輪2は回転体6の内周に嵌着し、内輪3は軸8の外周に嵌着している。回転体6は外周のベルト溝6aに巻き掛けられたベルトを介して駆動されるプーリで、軸8は図示しない他端部が出力端となっている

20 。

【0004】

以上の回転体6と軸8は、クラッチ機構12によって連結可能にされている。

クラッチ機構12は、軸8の端部に固定されたクラッチ板13と、このクラッチ板13の外周部を電磁力によって回転体6に吸着状態にする電磁駆動部14と

- 25 から構成される電磁クラッチで、図1は回転体6と軸8とが相対回転自在なクラ

ッチOFFの状態、図2は回転体6と軸8とが相対回転不可となるクラッチONの状態を示している。

【0005】

図1に示したクラッチOFFの状態では、回転体6に入力された回転力は軸8には伝達されず、転がり軸受1の内外輪2, 3が相対回転する。図2に示したクラッチONの状態では、回転体6に入力された回転力で、回転体6と軸8が一体回転するため、転がり軸受1の内外輪2, 3の相対回転は0となる。

【0006】

ところで、一般的には、転がり軸受を設計する際には、高速運転時の騒音の低減や、回転体6と軸8との間のガタつき防止等のために、前記回転体6と軸8との間に組み込まれた際の軸受有効隙間ができる限り小さくなるように、内外輪間における初期ラジアル隙間を設定している。

【0007】

しかし、図2に示すようにクラッチON状態で外輪2と内輪3が相対回転0で回転駆動される時は、図7の(a)～(e)に矢印(イ)～(ホ)で示すように、回転に伴って回転荷重方向が移動する。そして、転動体4が回転荷重方向の真下に位置する場合は、転動体4に作用する荷重が大きくなるため、図8(a), (b)に実線で示すように、転動体4と軌道面3aとの接触面積S1が大きくなる。一方、転動体4が回転荷重方向の反対側に位置する場合は、転動体4に作用する荷重が小さくなるため、図8(a), (b)に破線で示すように、転動体4と軌道面3aとの接触面積S2が小さくなる。

【0008】

そして、特に、前述したように、軸受有効隙間を小さく設定していて、例えば軸受有効隙間が0であると、各転動体4と軌道面3aとの接触位置が変わらないため、前述した転動体4に作用する荷重変動が、軌道面3aと転動体4との相互

の接触面間の微少滑りとなり、軌道面 3 a 上の同一箇所に転動体 4 が繰り返し衝突することで軌道面上に局部摩耗を起こすフレッチングの要因となり、局部摩耗による異音の発生や軸受寿命の低下、あるいは、局部摩耗時の摩耗粉によるグリース寿命の低下等の問題を引き起こす。

5 【0009】

このようなフレッチングによる局部摩耗を防止することから、軌道面 3 a と転動体 4 とが直接接触しないように、転動体 4 の表面又は軌道面 3 a に被膜を形成する技術も提案されている（特開平 11-218134 号公報参照）。しかし、
10 このような対応では、被膜形成のために転がり軸受の構成部品の製造工程が複雑化して、コストアップを招くという問題があった。

発明の概要

15 【0010】

そこで、本発明の目的は上記課題を解消することにより、内外輪間の相対回転
15 が 0 で、且つ回転荷重を受けて使用される転がり軸受において、転がり軸受の構成部品の製造工程の複雑化を招く恐れが無く、安価に、且つ確実に、フレッチングを防止することができて、フレッチングを原因とする局部摩耗による異音の発生や軸受寿命の低下を防止でき、また、局部摩耗の摩耗粉によるグリース寿命の低下を防止することのできる転がり軸受を提供することである。

20 【0011】

本発明の上記目的は、内輪と外輪との間に複数の転動体を保持器により保持し、シールによりグリースを封入してなり、且つ外輪が嵌着した回転体と内輪が嵌着した軸とがクラッチ機構により連結可能に構成され、前記クラッチ機構による回転体と軸との連結時に、内外輪間の相対回転が 0 で、回転荷重を受けて使用され
25 る転がり軸受において、前記回転体と軸との間に組み込まれた際の軸受有効隙間

が正の値となるように、内外輪間における初期ラジアル隙間を設定したことを特徴とする転がり軸受により達成される。

【0012】

上記構成において、玉乗り上げや他の不具合が発生しない範囲で、初期ラジアル隙間を最大に設定することが好ましい。例えば、内径50mm、外径72mm、組合せ幅24mmの組合せ玉軸受の場合、軸受有効隙間が0.020～0.060mm、好ましくは0.040～0.060mmとなるように、初期ラジアル隙間を設定することが好ましい。

【0013】

そして、上記構成によれば、例えば、外輪が嵌着した回転体への入力を、クラッチ機構を介して、内輪が嵌着している軸に伝達する構成の場合、クラッチ機構がOFFの状態では、回転体から軸への回転力伝達がなされず、結局、外輪が回転しても、内輪は固定のままで、転がり軸受の内外輪には相対回転が生じるため、内輪又は外輪の軌道面の同一箇所で転動体が衝突を繰り返すフレッチングは生じない。

【0014】

また、クラッチ機構がONの状態では、クラッチ機構によって回転体と軸が一体回転可能に連結されるため、転がり軸受の内外輪の相対回転は0となる。

【0015】

しかし、軸受の内外輪相互が相対回転0の状態でも、予めラジアル方向の軸受有効隙間を正の値に設定しているため、図3に示すように、転動体は、内外輪の回転に応じて、実際の内輪の軌道面上でなく、図3に破線で示す仮想内接円上を変位する形態となり、図3の(a)～(e)に矢印(イ)～(ホ)で示すように、内外輪の回転に伴って回転荷重方向が移動する際に、前述した仮想内接円の円周長と実際の内輪の軌道面の円周長の差異によって、徐々に、実際の内

輪の軌道面との接触位置が図で反時計方向にずれていく。

【0016】

したがって、このように、クラッチONの状態、軸受の内外輪が相対回転0で回転駆動される場合にも、内輪又は外輪の軌道面の同一箇所で転動体が衝突を繰り返すフレッチングが生じない。

【0017】

更に、実際の軸受の取り付けでは、図5の(b)に示すように、取り付け誤差によって内外輪間に傾き α が生じる場合がある。このような場合は、有効な軸受有効隙間が狭まるが、前述したように、軸受有効隙間が0.020~0.060mmの範囲、好ましくは0.040~0.060mmの範囲になるように初期ラジアル隙間を設定しておけば、前述した仮想内接円の円周長と実際の内輪の軌道面の円周長の差異によって転動体と軌道面との接触位置が徐々にずれるという作用効果は、必要十分に確保できる。

【0018】

しかも、初期ラジアル隙間の設定によってフレッチングの発生を防止する構成で、フレッチングの防止のために転動体の表面等に被膜を形成していた従来の物と比較すると、転がり軸受の構成部品の製造工程の複雑化を招く恐れも無い。

【0019】

すなわち、上記の構成であれば、内外輪間の相対回転が0で、且つ回転荷重を受けて使用される転がり軸受において、転がり軸受の構成部品の製造工程の複雑化を招く恐れが無く、安価に、且つ確実に、フレッチングを防止することができ、フレッチングを原因とする局部摩耗による異音の発生や軸受寿命の低下を防止でき、また、局部摩耗の摩耗粉によるグリース寿命の低下を防止することができる。

【0020】

更に、上記構成において、

- (1) 内輪及び外輪の各溝深さを、転動体直径の17%以上にする事、
- (2) シールのシールリップのしめ代を、アキシアル隙間の60%以上にする事、
- 5 (3) 40℃における動粘度が80mm²/s以上の基油をグリースに用いる事、

がより好ましい。

【0021】

- 上記構成のように軸受有効隙間を大きくすることにより、所謂軸受のガタが大きくなり、接触シールの場合にそのシール性能が低下するおそれがある。また、耐乗り上げ性が低下する懸念もある。そこで、(1)のように内輪及び外輪の各溝深さを、転動体直径の17%以上、好ましくは20%以上にする事により、耐乗り上げ性の低下を抑える。シール性能に関しては、(2)のようにシールのシールリップのしめ代をアキシアル隙間の60%以上にする事により、最悪で
- 10
 - 15
- もしめ代が残り、グリースの漏洩を防止することができる。

【0022】

- また、封入グリースに用いる基油の粘度によっても耐フレッチング性を改善することができる。外部振動を受けるような軸受では、粘度の高い基油ほど油膜の強度が高まり、フレッチング摩耗を抑えることができる。上記構成においては、
- 20
- (3)のように40℃における動粘度が80mm²/s以上の基油を使用することが有効である。

図面の簡単な説明

- 図1は、本発明に係る転がり軸受の一実施形態の縦断面図で、クラッチ機構
- 25
- がOFFのために転がり軸受の内外輪が相対回転可能な時の縦断面図である；

図2は、本発明に係る転がり軸受の実施形態の縦断面図で、クラッチ機構がONのために転がり軸受の内外輪が相対回転不可になった時の縦断面図である；

図3(a)～(e)は、図2に示したクラッチ機構がONの状態で、内外輪が一体に回転駆動された時の荷重方向の変位の説明図である；

図4は、図2に示したクラッチ機構がONの状態で、軸受有効隙間を変更した際の内外輪の回転数と保持器(転動体)の挙動の相関図である；

図5(a)～(b)は、内外輪の傾きに相応する軸受有効隙間の低減を示す断面図である；

図6は、内外輪が一体に高速回転した時の各転動体への遠心力の作用説明図である；

図7(a)～(e)は、内外輪が一体に回転駆動された時の荷重方向の変位の説明図である；

図8(a)は荷重方向の真下及び反対側の位置における転動体と内輪の軌道面との接触状態を示す断面図で、図8(b)は荷重方向の真下及び反対側の位置における転動体と内輪の軌道面との接触面積 S_1 、 S_2 の説明図である；

図9は、シールリップのしめ代を説明するための断面図である；

図10は、基油動粘度の異なるグリースを用いて軸受のアンデンロン値を測定した結果を示すグラフである；並びに、

図11は、溝深さを変えて玉乗り上げ余裕率を測定した結果を示すグラフである。

好適な実施形態の詳細な説明

【0023】

以下、本発明に係る転がり軸受の好適な実施形態を図面に基づいて詳細に説明

する。

【0024】

図1～図6は本発明に係る転がり軸受の一実施形態を示したもので、図1は本
発明に係る転がり軸受の一実施形態においてクラッチ機構がOFFのために転が
り軸受の内外輪が相対回転な時の縦断面図、図2は本発明に係る転がり軸受の一
実施形態においてクラッチ機構がONのために転がり軸受の内外輪が相対回転不
可になった時の縦断面図、図3は図2に示したクラッチ機構がONの状態で、内
外輪が一体に回転駆動された時の荷重方向の変位の説明図、図4は図2に示した
クラッチ機構がONの状態で、軸受有効隙間を変更した際の内外輪の回転数と保
持器（転動体）の挙動の相関図、図5は内外輪の傾きに相応する軸受有効隙間の
低減を示す断面図、図6は内外輪が一体に高速回転した時の各転動体への遠心力
の作用説明図である。

【0025】

この一実施形態の転がり軸受1は、概略的には、図1及び図2に示す構成であ
る。すなわち、転がり軸受1は、組合せ玉軸受で、外輪2の軌道面2aと内輪3
の軌道面3aとの間に、球状の転動体4が配置されている。転動体4は、図示し
ない保持器によって、各軌道面2a，3aの周方向に所定の間隔に保持される。
同じく図示は省略するが、シールによりグリースを封止している。

【0026】

上記の転がり軸受1において、外輪2は回転体6の内周に嵌着し、内輪3は軸
8の外周に嵌着している。回転体6は外周のベルト溝6aに巻き掛けられたベル
トを介して駆動されるプーリで、軸8は図示しない他端部が出力端となっている
。

【0027】

以上の回転体6と軸8は、クラッチ機構12によって連結可能にされている。

クラッチ機構 1 2 は、軸 8 の端部に固定されたクラッチ板 1 3 と、このクラッチ板 1 3 の外周部を電磁力によって回転体 6 に吸着状態にする電磁駆動部 1 4 とから構成される電磁クラッチで、図 1 は回転体 6 と軸 8 とが相対回転自在なクラッチ OFF の状態、図 2 は回転体 6 と軸 8 とが相対回転不可となるクラッチ ON の状態を示している。

【0028】

図 1 に示したクラッチ OFF の状態では、回転体 6 に入力された回転力は軸 8 には伝達されず、転がり軸受 1 の内外輪 2, 3 が相対回転する。図 2 に示したクラッチ ON の状態では、回転体 6 に入力された回転力で、回転体 6 と軸 8 が一体回転するため、転がり軸受 1 の内外輪 2, 3 の相対回転は 0 となる。

【0029】

但し、本実施形態の転がり軸受 1 は、前記回転体 6 と軸 8 との間に組み込まれた際のラジアル方向の軸受有効隙間が、0.020mm 以上、好ましくは 0.040～0.060mm の範囲となるように、内外輪 2, 3 間における初期ラジアル隙間を設定している。

【0030】

上記構成によれば、例えば、外輪 2 が嵌着した回転体 6 への入力を、クラッチ機構 1 2 を介して、内輪 3 が嵌着している軸 8 に伝達する構成の場合、クラッチ機構 1 2 が OFF の状態では、回転体 6 から軸 8 への回転力伝達がなされず、結局、外輪 2 が回転しても、内輪 3 は固定のままで、転がり軸受 1 の内外輪 2, 3 には相対回転が生じるため、内輪 3 又は外輪 2 の軌道面の同一箇所で転動体 4 が衝突を繰り返すフレッチングは生じない。

【0031】

また、クラッチ機構 1 2 が ON の状態では、クラッチ機構 1 2 によって回転体 6 と軸 8 が一体回転可能に連結されるため、転がり軸受 1 の内外輪 2, 3 の相対

回転は0となる。

【0032】

しかし、軸受の内外輪2、3相互が相対回転0の状態でも、予めラジアル方向の軸受有効隙間を正に設定しているため、図3に示すように、転動体4は、内外輪2の回転に応じて、実際の内輪3の軌道面3a上でなく、図3に破線で示す仮想内接円C上を変位する形態となり、図3の(a)～(e)に矢印(イ)～(ホ)で示すように、内外輪2、3の回転に伴って回転荷重方向が移動する際に、前述した仮想内接円Cの円周長と実際の内輪3の軌道面3aの円周長の差異によって、徐々に、実際の内輪3の軌道面3aとの接触位置が図で反時計方向にずれていく。

【0033】

したがって、このように、クラッチONの状態でも、軸受の内外輪2が相対回転0で回転駆動される場合にも、内輪3又は外輪2の軌道面の同一箇所でも転動体4が衝突を繰り返すフレッチングが生じない。

【0034】

しかも、初期ラジアル隙間の設定によってフレッチングの発生を防止する構成で、フレッチングの防止のために転動体4の表面等に被膜を形成していた従来の物と比較すると、転がり軸受1の構成部品の製造工程の複雑化を招く恐れも無い。

【0035】

すなわち、上記の構成であれば、内外輪2、3間の相対回転が0で、且つ回転荷重を受けて使用される転がり軸受1において、転がり軸受1の構成部品の製造工程の複雑化を招く恐れが無く、安価に、且つ確実に、フレッチングを防止することができて、フレッチングを原因とする局部摩耗による異音の発生や軸受寿命の低下を防止でき、また、局部摩耗の摩耗粉によるグリース寿命の低下を防止す

ることができる。

【0036】

本願発明者は、軸受有効隙間による上記の作用効果を確認するべく、予め定めた軸受有効隙間に対する軌道面上の転動体（保持器）の移動の有無を比較調査した。図4は、その調査結果である。

【0037】

軸受有効隙間は、0.01mm、0.023mm、0.042mm、0.060mmの4種類で、それぞれの軸受有効隙間に対して、転動体4の移動の有無をサンプリングした。

【0038】

この調査によれば、理論的には、内外輪2, 3の回転速度が大きくなるほど、転動体4は軌道面3a上で移動し易くなるが、実際には、図4でも明かなように、内外輪2, 3の回転速度が2800程度で、転動体4は移動し易くなり、それ以上では、逆に徐々に移動し難くなることが判明した。また、軸受有効隙間が0.020mm以上であれば、転動体4が移動し易くなることが判明した。特に、0.040mm以上の範囲で顕著となる。

【0039】

これは、図6に示すように、内外輪2, 3の回転速度が大きくなると、転動体4に作用する遠心力Tの影響が大きくなって、この遠心力によって転動体4が外輪2の軌道面2aに強く押圧されるようになり、遠心力による押圧で、転動体4の移動が規制されるためと考えられる。

【0040】

また、上記は、図5の(a)に示すように、内外輪2, 3が傾斜無く取り付けられた時のラジアル隙間Rsで説明しているが、実際の軸受の取り付けでは、図5の(b)に示すように、取り付け誤差によって内外輪2, 3間に傾き α が生

じる場合がある。

【0041】

このような場合は、(a)に示した外輪2の軌道面2aの径 D_2 、転動体4の外径 d_4 、内輪3の軌道面3aの径 D_3 が、(b)に示すように、 D_{2a} 、 d_{4a} 、

5 D_{3a} に変わるため、有効な軸受有効隙間が ΔR_s に狭まる。

【0042】

したがって、当初に設定するラジアル隙間があまり小さいと、実際には、ラジアル隙間が小さく成り過ぎて、ラジアル隙間の装備による転動体4の回転作用が半減してしまう可能性がある。

10 【0043】

しかし、前述したように、軸受有効隙間が0.020mm以上になるように初期ラジアル隙間を設定しておけば、前述した仮想内接円の円周長と実際の内輪3の軌道面の円周長の差異によって転動体4と軌道面との接触位置が徐々にずれるという作用効果は、必要十分に確保できる。

15 【0044】

その際、内輪3の軌道面3a及び外輪2の軌道面2aの曲率半径を、転動体4の直径の50.5～56%、好ましくは51～54%の範囲に設定することにより、上記の接触位置の移行がより円滑に進行する。

【0045】

20 また、上記構成において、内輪3の軌道面3a及び外輪2の軌道面2aの各溝深さを、転動体4の直径の17%以上となるように設計することが好ましい。本発明の転がり軸受は、軸受有効隙間が0.020mm以上と規定したことにより、軸受のガタが大きく、乗り上げ性の低下が懸念される。そこで、内外輪の各軌道面3a、2aの溝深さを転動体4の直径の17%以上となるように深く設定し
25 て、この乗り上げ性の低下を抑える。

【0045】

同じく、軸受有効隙間が0.020mm以上と規定したことにより、接触シー
ルを用いた場合に、グリースの漏洩が起こるおそれが出てくる。そこで、図9に
シール20の周辺部分を拡大して示すが、シール20のシールリップ22のしめ
5 代Aをアキシアル隙間の60%以上とし、グリース（図示せず）の漏洩を確実
に防止することが好ましい。尚、図9において、符号21はシール20を構成す
る金属製の基材であり、符号10は保持器である。

【0046】

上記の如く構成される転がり軸受1では、封入グリースは特に制限されるもの
10 ではないが、40℃における動粘度が80mm²/s以上の基油を用いることが
好ましい。粘度の高い基油ほど油膜の強度が高まり、フレッチング摩耗を抑える
上で有利となる。基油の動粘度の違いによる耐フレッチング性を検証するために
以下の試験を行った。

【0047】

すなわち、表1に示すように、40℃における動粘度が異なる合成油（ポリ
15 α オレフィン油）にリチウム石けんを同量ずつ配合してグリースを調製し、試
験軸受（型番：6202、有効隙間：0mm（アキシアル荷重により隙間を無く
す）に軸受空間の35体積%を占めるように充填し、シールにより封止した。そ
して、各試験軸受を静止状態で加振試験をして試験前後におけるアンデロン値を
20 測定した。アンデロン値が大きいほど、フレッチング摩耗に起因する異音の発生
が顕著であることを意味する。結果を図10に示すが、40℃における動粘度が
80mm²/s以上の基油を用いることにより、アンデロン値の上昇が小さくな
っており、フレッチング摩耗を抑える上で有効であることが判明した。

【0048】

25 表1： グリース組成

| | グリースA | グリースB | グリースC | グリースD |
|--------|-------|-------|-------|-------|
| 増ちょう剤 | Li | Li | Li | Li |
| 基油 | 合成油 | 合成油 | 合成油 | 合成油 |
| 基油動粘度* | 26 | 84 | 101 | 117 |
| 混和ちょう度 | 250 | 248 | 281 | 270 |

*) 単位: mm^2/s , 40°C

【0049】

また、乗り上げ性を評価した。即ち、内径 $\phi 50\text{mm}$ 、外径 $\phi 72\text{mm}$ 、幅 12mm 、有効隙間 0.06mm で、溝深さの異なる試験軸受を用意し、ポリ α オレフィン油にリチウム石けんを配合したグリースを軸受空間の 35 体積% を占めるように充填してシールで封止した。そして、各試験軸受をアキシャル荷重 4900N の下で回転させ、玉の乗り上げの有無を調べた。接触楕円の端が溝肩に乗り上げている場合を「+」、接触楕円と溝肩に乗り上げていない場合を「-」として結果を図11に示した。

【0050】

図11に示すように、溝深さ（玉径比）が 17% 以上の範囲では玉の乗り上げ余裕率が「-」になっている。

【0051】

なお、上記実施形態は、例えばスーパーチャージャーに用いられる転がり軸受の使用形態であり、電磁クラッチがONのときに、ベルトを介して回転体6が回転され更にその回転が軸8へ伝達され、電磁クラッチがOFFのときにベルトを介して回転体6が回転されるが軸8は停止している構成であるが、使用形態としては、回転力の入力側と出力側がこの逆であってもよい。

【0050】

すなわち、本発明は、例えばクランクシャフトに用いられる転がり軸受のよう

【特許請求の範囲】

【請求項1】 内輪と外輪との間に複数の転動体を保持器により保持し、シールによりグリースを封入してなり、且つ外輪が嵌着した回転体と内輪が嵌着した軸とがクラッチ機構により連結可能に構成され、前記クラッチ機構による回転体と軸との連結時に、内外輪間の相対回転が0で、回転荷重を受けて使用される転がり軸受において、

前記回転体と軸との間に組み込まれた際の軸受有効隙間が正の値となるように、内外輪間における初期ラジアル隙間を設定したことを特徴とする転がり軸受。

【請求項2】 軸受有効隙間が0.020mm以上であることを特徴とする請求項1記載の転がり軸受。

【請求項3】 内輪及び外輪の各溝深さが、転動体直径の17%以上であることを特徴とする請求項1に記載の転がり軸受。

【請求項4】 内輪及び外輪の各溝深さが、転動体直径の17%以上であることを特徴とする請求項2に記載の転がり軸受。

【請求項5】 シールのシールリップのしめ代が、アキシアル隙間の60%以上であることを特徴とする請求項1に記載の転がり軸受。

【請求項6】 シールのシールリップのしめ代が、アキシアル隙間の60%以上であることを特徴とする請求項2に記載の転がり軸受。

【請求項7】 シールのシールリップのしめ代が、アキシアル隙間の60%以上であることを特徴とする請求項3に記載の転がり軸受。

【請求項8】 シールのシールリップのしめ代が、アキシアル隙間の60%以上であることを特徴とする請求項4に記載の転がり軸受。

【請求項9】 グリースの基油の40℃における動粘度が $80\text{ mm}^2/\text{s}$ 以上であることを特徴とする請求項1に記載の転がり軸受。

【請求項10】 グリースの基油の40℃における動粘度が $80\text{ mm}^2/\text{s}$

以上であることを特徴とする請求項2に記載の転がり軸受。

【請求項11】 グリースの基油の40℃における動粘度が80 mm²/s
以上であることを特徴とする請求項3に記載の転がり軸受。

5 【請求項12】 グリースの基油の40℃における動粘度が80 mm²/s
以上であることを特徴とする請求項4に記載の転がり軸受。

【請求項13】 グリースの基油の40℃における動粘度が80 mm²/s
以上であることを特徴とする請求項5に記載の転がり軸受。

【請求項14】 グリースの基油の40℃における動粘度が80 mm²/s
以上であることを特徴とする請求項6に記載の転がり軸受。

10 【請求項15】 グリースの基油の40℃における動粘度が80 mm²/s
以上であることを特徴とする請求項7に記載の転がり軸受。

【請求項16】 グリースの基油の40℃における動粘度が80 mm²/s
以上であることを特徴とする請求項8に記載の転がり軸受。

09025020-030903
15

要約書

内輪 3 と外輪 2 との間に複数の転動体 4 を保持器 10 により保持し、シール 20 によりグリースを封入してなり、且つ外輪 2 が嵌着した回転体 6 と内輪 3 が嵌着した軸 8 とがクラッチ機構 12 により連結可能に構成され、前記クラッチ機構 5 12 による回転体 6 と軸 8 との連結時には、内外輪 2, 3 間の相対回転が 0 で、且つ回転荷重を受けて使用される転がり軸受 1 において、前記回転体 6 と軸 8 との間に組み込まれた際の軸受有効隙間が正の値となるように、内外輪 2, 3 間における初期ラジアル隙間を設定した。

09025020-080901
T06080-0205050